

системы: материалы VII Всерос. науч.-техн. конф., Красноярск, 25–27 ноября 2010 г. — Новосибирск: Изд-во СГУПСа, 2010 г. — 659 с. — С. 578–583.

4. Evaluation of advance warning signals on high speed signalized intersections (MPC-03-155).
5. Врубель Ю. А. Организация дорожного движения [Текст] / Ю. А. Врубель. В 2 ч. — Мн. : Фонд БДД, 1996. — 634 с.
6. ITE Technical Committee 18 (P.S. Parsonson, Chair). «Small-Area Detection at Intersection Approaches.» Traffic Engineering. Institute of Transportation Engineers, Washington, D.C., February 1974, pp. 8–17.
7. Zegeer C. V., Deen R. C. «Green-Extension Systems at High-Speed Intersections.» ITE Jornal. Institute of Transportation Engineers, Washington. D.C. November, 1978, pp. 19–24.
8. Chang V. S., Messer C. J., Santiago A. J. «Timing Traffic Signal Change Intervals Based on Driver Behavior» Transportation Research Record No 1027. Transportation Research Board. National Research Council, Washington, D.C., 1985, pp. 20–30.
9. A Policy on Geometric Design of Highways and Streets. American Association of State and Highway Transportation Officials, Washington, D.C., 2004.
10. Traffic detector handbook. P.N.: FHWA-HRT-06-108. U.S. Department of Transportation Federal Highway Administration, 2006. — 243 p.

У роботі представлена просторова математична модель процесу гальмування колісного трактора Fendt 926 Vario, що включає опис руху невідпружених і відпружених мас, модель взаємодії еластичних коліс з опорною поверхнею, яка дозволяє досліджувати вплив різноманітних чинників на процес гальмування трактора.

Ключові слова: математична модель, гальмування, колісний трактор.

В работе представлена пространственная математическая модель процесса торможения колесного трактора Fendt 926 Vario, которая включает описание движения неподпруженных и пружинящих масс, модель взаимодействия эластичных колес с опорной поверхностью, позволяющая исследовать влияние разнообразных факторов на процесс торможения трактора.

Ключевые слова: математическая модель, торможение, колесный трактор.

The spatial mathematical model of process of braking of the wheeled tractor Fendt 926 Vario is presented, which includes description of motion of unsprung and sprung the masses, model of co-operation of elastic wheels with an ground and allows to probe influence of various factors on the dynamics of process of braking of the wheeled tractor.

Keywords: mathematical model, braking, wheeled tractor.

УДК 629.30

ПРОСТОРОВА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ГАЛЬМУВАННЯ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА FENDT 926 VARIO

А. І. Бондаренко

Кандидат технічних наук, доцент
Кафедра «Автомобіле- і тракторобудування»
Національний технічний університет «Харківський
політехнічний інститут»,
вул. Фрунзе, 21, м. Харків, Україна 61002
Контактний тел.: (057) 741-53-66, 095-86-74-478
E-mail: anatoliybon@rambler.ru

Вступ

Із року в рік на наших дорогах збільшується кількість сучасних колісних тракторів, максимальна швидкість яких перевищує 40 км/год (Valtra T 191h, MT645C, Fendt 926 Vario — 50 км/год, Fendt 936 має дозволена максимальну швидкість 60 км/год, Fastrac — 80 км/год).

У зв'язку з тенденціями, що намітилися (збільшення кількості тракторів, підвищення швидкостей їх руху), необхідно більше уваги приділяти дослідженню процесу гальмування колісних тракторів, підвищенню їх керованості та стійкості.

Аналіз останніх досягнень і публікацій

Дослідженню процесу гальмування тракторів з використанням «плоскої» моделі трактора присвячені роботи Гуськова В. В., Шепеленка Г. М., Грибка Г. П. та ін. [1–3].

Використання «плоскої» моделі дозволяє розкрити фізичну суть процесів і встановити вплив різноманітних факторів (конструктивних параметрів) на динаміку гальмування трактора. Така модель дозволяє одержати достатньо точний якісний опис динаміки трактора за умови дії порівняно малих бічних сил.

Для дослідження процесу гальмування трактора з урахуванням впливу невіднесених мас і їх розташування, дії великих бічних сил, впливу трансмісії та інших чинників, необхідно використовувати просторову багатомасову нелінійну модель трактора.

Мета та постановка задачі

Метою даної роботи є створення комплексної просторової математичної моделі процесу гальмування колісного трактора Fendt 926 Varіо, що дозволяє досліджувати динаміку трактора при дії великих бічних сил, впливу трансмісії та інших чинників. Для досягнення поставленої мети необхідно розробити фізичну модель процесу гальмування трактора Fendt 926 Varіо, математичну модель, що включає опис руху невіднесених і віднесених мас, а також модель взаємодії еластичних коліс з опорною поверхнею.

Просторова математична модель процесу гальмування колісних тракторів

В процесі складання математичної моделі прийняті наступні допущення і спрощення [1–8]:

- вважаємо озов трактора абсолютно твердим тілом, що має подовжню площину симетрії, деформаціями рами на кручення та вигин нехтуємо, що в загальному випадку для тракторів не справедливо, але це допущення йде в запас розрахункової стійкості трактора;

- координати положення центру невіднесених і віднесених мас відлічуємо від положення статичної рівноваги;

- вважаємо, що в процесі руху площина колеса залишається вертикальною, а поворот мостів в горизонтальній площині при дії різних вертикальних навантажень відсутній (тобто не враховуємо вплив кінематики підвіски трактора), що підвищує розрахункову стійкість трактора, але, враховуючи малий статичний і динамічний хід підвіски трактора, дане допущення правомірне;

- пружні та демпфуючі елементи підвіски вважаємо безмасовими, тобто вони характеризуються тільки податливістю і демпфуванням, а маса елементів віднесена до віднесеної та невіднесеної частин трактора;

- у разі гальмування можна нехтувати силою опору повітря зважаючи на мале значення даної величин в гальмівному режимі.

Для опису руху трактора із залежною передньою підвіскою прийнята трьохмасова модель (рис. 1) з десятима ступенями свободи (6 — у віднесеної маси, по 2 — у кожної осі). Використовуючи рис. 1, згідно принципу Даламбера складений математичний опис динамічної системи, тобто одержані диференціальні рівняння її коливань.

Складені диференціальні рівняння руху в рухомій системі координат XYZO, жорстко пов'язаній з трактором рис. 1. Початок системи координат знаходиться в центрі мас трактора. Вісь OX співпадає з подовжньою горизонтальною віссю озову і направлена вперед, вісь OY розташована в горизонтальній площині та направлена ліво по ходу трактора, вісь OZ направлена вертикально вгору.

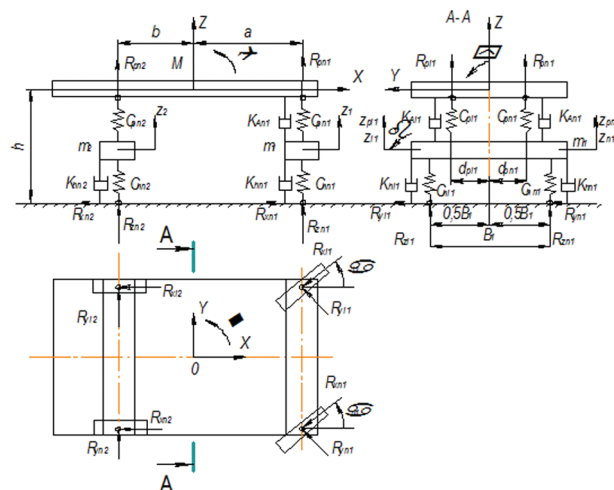


Рис. 1. Розрахункова схема трактора

Переміщення віднесеної маси трактора щодо координатних осей X, Y, Z:

$$\ddot{X} = - \sum_{i,j} R_{xij} / M_n ; \quad (1)$$

$$\ddot{Y} = \sum_{i,j} R_{yij} / M_n ; \quad (2)$$

$$\ddot{Z} = \sum_{i,j} R_{zij} / M, \quad (3)$$

де R_{xij} , R_{yij} — реакції з боку дороги на колеса трактора в нерухомій системі координат; i, j — номери осей і бортів трактора ($i = n$ — правий борт, $i = 1$ — лівий борт, $j = 1$ — передня вісь, $j = 2$ — задня вісь); R_{zij} — сили, що діють від осі на віднесеної маси; M — маса віднесеної частини озову; M_n — маса віднесеної частини озову, передньої та задньої осей трактора.

Початкові умови для рівнянь (1)–(3) приймаємо у вигляді:

$$\begin{cases} X(0) = Y(0) = Z(0) = \dot{Y}(0) = \dot{Z}(0) = 0; \\ \dot{X}(0) = V_0. \end{cases} \quad (4)$$

де V_0 — початкова швидкість руху трактора.

Поворот віднесеної маси щодо координатних осей:

- щодо осі X:

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{J_x} \cdot \left(-d_{p11} \cdot R_{p11} + d_{p11} \cdot R_{p11} - d_{p12} \cdot R_{p12} + d_{p22} \cdot R_{p22} + \frac{(h+Z) \cdot M}{M_n} \cdot \sum_{ij} Q'_{\delta ij} \right); \quad (5)$$

- щодо осі Y:

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{J_y} \cdot \left(a \cdot (R_{p11} + R_{p11}) - b \cdot (R_{p12} + R_{p12}) - \frac{(h+Z) \cdot M}{M_n} \cdot \sum_{ij} P'_{Tij} \right); \quad (6)$$

- щодо осі Z :

$$\ddot{\tau} = \frac{1}{J_z} \cdot [-(Q'_{\delta 11} + Q'_{\delta n1}) \cdot a + (Q'_{\delta 12} + Q'_{\delta n2}) \cdot b + 0,5 \cdot (P'_{T11} B_1 + P'_{T12} B_2 - P'_{Tn1} B_1 - P'_{Tn2} B_2)], \quad (7)$$

де J_x, J_y — моменти інерції підресореної маси трактора щодо осей X, Y ; J_z — моменти інерції трактора щодо осі Z ; B_1, B_2 — відстань між центрами мас коліс передньої і задньої осі трактора; $Q'_{\delta ij}$ — бічні сили, що діють з боку дороги на колеса; ψ, θ, τ — кути повороту підресореної маси трактора щодо координатних осей; a, b, h — координати центру підресореної маси трактора; Z — вертикальне переміщення центру підресореної маси трактора; P'_{Tij} — гальмівні сили, що діють на колеса з боку дороги (у системі координат, пов'язаній з трактором).

Початкові умови для вирішення рівнянь (5)–(7) приймемо аналогічно (4) у вигляді:

$$\theta(0) = \tau(0) = \psi(0) = \dot{\theta}(0) = \dot{\tau}(0) = \dot{\psi}(0) = 0. \quad (8)$$

Бічні та гальмівні сили в нерухомій системі координат і в системі координат, пов'язаній з трактором, зв'язані між собою співвідношеннями:

$$R_{xij} = P'_{Tij} \cdot \cos \tau - Q'_{\delta ij} \cdot \sin \tau; \quad (9)$$

$$R_{yij} = -Q'_{\delta ij} \cdot \cos \tau - P'_{Tij} \cdot \sin \tau. \quad (10)$$

Вертикальні переміщення осей трактора описуються рівняннями:

- для передньої осі:

$$\ddot{z}_1 = \frac{1}{m_1} \cdot (R_{z11} + R_{zn1} - R_{p11} - R_{pn1}); \quad (11)$$

- для задньої:

$$\ddot{z}_2 = \frac{1}{m_2} \cdot (R_{z12} + R_{zn2} - R_{p12} - R_{pn2}); \quad (12)$$

де m_1, m_2 — маса передньої та задньої осей трактора; R_{zij} — сили, що діють від опори на непідресорену масу.

Поворот осей трактора щодо осі, паралельної подовжній осі трактора, визначається рівняннями:

- для передньої осі трактора:

$$\ddot{\beta}_1 = \frac{1}{J_1} \cdot \left(-R_{z11} \cdot \frac{B_1}{2} + R_{zn1} \cdot \frac{B_1}{2} + R_{p11} \cdot d_{p11} - R_{pn1} \cdot d_{pn1} \right); \quad (13)$$

- для задньої осі:

$$\ddot{\beta}_2 = \frac{1}{J_2} \cdot \left(-R_{z12} \cdot \frac{B_2}{2} + R_{zn2} \cdot \frac{B_2}{2} + R_{p12} \cdot d_{p12} - R_{pn2} \cdot d_{pn2} \right), \quad (14)$$

де J_1, J_2 — моменти інерції передньої та задньої осі щодо осі, паралельної подовжній осі трактора і що проходить через центр мас і-ї осі.

Початкові умови для вирішення рівнянь (11)–(14):

$$z_j(0) = \beta_j(0) = \dot{z}_j(0) = \dot{\beta}_j(0) = 0. \quad (15)$$

Вертикальні координати центрів коліс і швидкості їх переміщення визначаються з геометричних міркувань:

$$z_{nj} = z_j + 0,5 \cdot B_j \cdot \beta_j; \quad z_{lj} = z_j - 0,5 \cdot B_j \cdot \beta_j; \quad (16)$$

$$\dot{z}_{nj} = \dot{z}_j + 0,5 \cdot B_j \cdot \dot{\beta}_j; \quad \dot{z}_{lj} = \dot{z}_j - 0,5 \cdot B_j \cdot \dot{\beta}_j. \quad (17)$$

В зв'язку з тим, що жорсткість пружних елементів задньої підвіски складає 12 000 кН/м, то вертикальні координати центрів коліс задньої осі і швидкості їх переміщення доцільно представити в наступному вигляді:

$$z_{n2} = Z + 0,5 \cdot B_2 \cdot \psi - b \cdot \theta; \quad z_{l2} = Z - 0,5 \cdot B_2 \cdot \psi - b \cdot \theta; \quad (18)$$

$$\dot{z}_{n2} = \dot{Z} + 0,5 \cdot B_2 \cdot \dot{\psi} - b \cdot \dot{\theta}; \quad \dot{z}_{l2} = \dot{Z} - 0,5 \cdot B_2 \cdot \dot{\psi} - b \cdot \dot{\theta}. \quad (19)$$

Позначивши вертикальні координати точок кріплення пружних елементів підвіски до осей через z_{Pij} , одержимо вирази для переміщень і швидкостей:

$$z_{Pnj} = z_j + (0,5 \cdot B_j - d_{Pnj}) \cdot \beta_j; \quad (20)$$

$$z_{Plj} = z_j - (0,5 \cdot B_j - d_{Pnj}) \cdot \beta_j;$$

$$\dot{z}_{Pnj} = \dot{z}_j + (0,5 \cdot B_j - d_{Pnj}) \cdot \dot{\beta}_j;$$

$$\dot{z}_{Plj} = \dot{z}_j - (0,5 \cdot B_j - d_{Pnj}) \cdot \dot{\beta}_j. \quad (21)$$

Зусилля в передній підвісці R_{Pij} задано рівнянням:

$$R_{P11} = -F_{P11} - K_{A11} \cdot \dot{\xi}_{i1} - F_{TP11}, \quad (22)$$

де F_{Pij} — сила, що утворюється пружним елементом підвіски; ξ_{i1} — відносна швидкість і переміщення точок кріплення амортизатора і пружних елементів підвіски; F_{TPij} — сила тертя в вузлах підвіски.

Зусилля в задній підвісці доцільно представити в наступному вигляді:

$$R_{P12} = R_{z12}, \quad (23)$$

Відносна швидкість і переміщення точок кріплення амортизатора і пружних елементів передньої підвіски:

$$\xi_{n1} = Z + a \cdot \theta - z_{Pn1} + d_{Pn1} \cdot \psi; \quad (24)$$

$$\xi_{l1} = Z + b \cdot \theta - z_{Pl1} - d_{Pl1} \cdot \psi. \quad (25)$$

В загальному вигляді характеристику підвіски можна задати в наступному вигляді:

$$F_{P11} = \begin{cases} C_{Pij} \cdot \xi_{ij} & \text{при } \xi_{ij2} \leq \xi_{ij} \leq \xi_{ij1}; \\ C_{Pij} \cdot \xi_{ij1} + C_{Bij} \cdot (\xi_{ij} - \xi_{ij1}) & \text{при } \xi_{ij} > \xi_{ij1}; \\ C_{Pij} \cdot \xi_{ij2} + C_{Bij} \cdot (\xi_{ij} - \xi_{ij2}) & \text{при } \xi_{ij} < \xi_{ij2}, \end{cases} \quad (26)$$

де C_{Pij} — приведена жорсткість пружного елементу на робочому ході; C_{Bij} — приведена жорсткість буфера обмежувача ходу підвіски.

Вертикальні реакції (динамічні складові реакцій) R_{zij} на колесах (рис. 1) задаються співвідношенням вигляду:

$$R_{zij} = -C_{hij} \cdot z_{ij} - K_{hij} \cdot \dot{z}_{ij}, \quad (27)$$

де C_{hij} — радіальна жорсткість шини, визначається як відношення статичного навантаження на шину до її статичної деформації; K_{hij} — коефіцієнт демпфування шини, який визначається по відомих залежностям [8], приймаємо постійним.

$$C_{hij} = \frac{R_{ZCTij}}{z_{CTij}}, \quad (28)$$

де R_{ZCTij} — статичне навантаження на колесо.

Для розрахунків приймаємо постійною радіальну жорсткість C_{hij} шини, нехтуючи нелінійністю пружної характеристики шини і явищем гістерезису [8].

У разі відриву колеса від опорної поверхні вводиться додаткова умова:

$$R_{zij} < -R_{ZCTij}, \text{ то } R_{zij} = -R_{ZCTij}. \quad (29)$$

Особливості взаємодії коліс з дорожньою поверхнею визначають їх здатність створювати реакції в площині дороги, які обумовлюють гальмівну ефективність, стійкість і керуваність трактора.

В роботі використана досить розповсюджена модель колеса, що відтворена в роботах [1–6, 8].

Математичний опис взаємодії еластичних коліс з опорною поверхнею в нижче наведеній формі приведено в роботах [2, 6, 8]. У літературі [8] прийнято оцінювати зчепні можливості колеса за допомогою коефіцієнтів:

$$\varphi_{xij} = R_{xij} / R_{zij}; \quad (30)$$

$$\varphi_{yij} = R_{yij} / R_{zij}, \quad (31)$$

де R_{xij} — реакція у повздовжній площині колеса, що визначає гальмівну ефективність (рис. 2); R_{yij} — реакція, що визначає здатність колеса сприймати бічні сили без бічного ковзання.

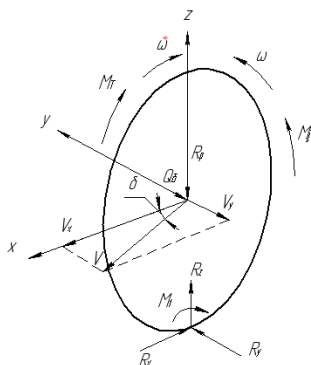


Рис. 2. Схема навантаження колеса при гальмуванні: R_x, R_y, R_z — реакції у контакті з дорогою; R_p — частина сили ваги трактора, що діє на колесо; Q_δ — бічна сила; $\omega, \dot{\omega}$ — кутова швидкість і кутове прискорення колеса; V_x, V_y — повздовжня та поперечна швидкості колеса; V — результуюча швидкість колеса; δ — кут бічного зсуву колеса; M_i — момент сил інерції колеса; M_T — гальмівний момент; M_f — момент опору коченню колеса

Рух одиночного гальмуючого колеса описується наступним виразом:

$$J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} = (R_{zij} + R_{ZCTij}) \cdot \varphi_{xij} \cdot r_{dij} - M_{Tij} - (R_{zij} + R_{ZCTij}) \cdot f_{ij} \cdot r_{dij}, \quad (32)$$

де $J_{\Sigma ij}$ — момент інерції пов'язаних з колесом мас, що обертаються; $\dot{\omega}_{ij}$ — кутове прискорення колеса; r_{dij} — динамічний радіус колеса; f_{ij} — коефіцієнт опору коченню.

Загальмовування і подальше блокування колеса супроводжуються безперервною зміною вертикальної реакції дороги R_{zij} і коефіцієнта зчеплення φ_{xij} . Це пов'язано відповідно з перерозподілом ваги трактора між осями,

а також між правими і лівими колесами (при гальмуванні на повороті) і зміною відносного подовжного (поперечного) ковзання колеса S_{ij} . Зміна реакції R_{zij} може, крім того, відбуватися в результаті дії на колесо дорожніх нерівностей і коливань мас трактора.

Динамічний радіус колеса:

$$r_{dij} = r_{CTij} + z_{ij}, \quad (33)$$

де r_{CTij} — статичний радіус колеса.

Коефіцієнт зчеплення в подовжному і поперечному напрямках:

$$\varphi_{xij} = f(S_{ij}); \quad (34)$$

$$\varphi_{yij} = f(S_{ij}). \quad (35)$$

Відносне повздовжнє ковзання колеса:

$$S_{ij} = \frac{V_{xij} - \omega_{ij} \cdot r_{dij}}{V_{xij}}, \quad (36)$$

де ω_{ij} — кутова швидкість колеса.

Швидкість руху трактора:

$$V = V_0 - \int_0^t \ddot{X} dt. \quad (37)$$

Проекції швидкості колеса на осі X і Y визначаються з рівнянь:

$$V_{xij} = \dot{X} \pm \dot{\tau} \cdot \sqrt{(0,5 \cdot B_i)^2 + e^2} \cdot \sin(\tau + \lambda_{ij}); \quad (38)$$

$$V_{yij} = \dot{Y} \pm \dot{\tau} \cdot \sqrt{(0,5 \cdot B_i)^2 + e^2} \cdot \cos(\tau + \lambda_{ij}), \quad (39)$$

де τ — кут повороту трактора в нерухомій системі координат; \dot{X}, \dot{Y} — проекції вектора швидкості центру підресореної маси в нерухомій системі координат; λ_{ij} — кут в проекції на горизонтальну площину між подовжною віссю трактора і лінією, що сполучає центр підресореної маси з центром ij -го колеса.

У рівняннях (38), (39) $e = a$ — для коліс передньої осі, $e = b$ — для коліс задньої осі. У рівнянні (38) знак «+» — для коліс передньої осі трактора, «-» — для коліс задньої осі трактора.

У рівнянні (39) знак «-» — для коліс передньої осі трактора, «+» — для коліс задньої осі трактора.

$$\lambda_{ij} = \pm \arctg\left(\frac{0,5 \cdot B_i}{e}\right). \quad (40)$$

У рівнянні (40) знак «-» — для лівого колеса передньої осі та правого колеса задньої осі трактора, «+» — для всіх інших.

У разі блокування колеса рівняння (32) замінюється на $\dot{\omega}_{ij} = 0$, а при зниженні M_{Tij} при заблокованому колесі вибирається з умови:

$$J_{\Sigma ij} \cdot \dot{\omega}_{ij} = \max((R_{zij} + R_{ZCTij}) \cdot \varphi_{xij} \cdot r_{dij} - M_{Tij} - (R_{zij} + R_{ZCTij}) \cdot f_{ij} \cdot r_{dij}, 0). \quad (41)$$

Повздовжні та бічні реакції в контакті колеса визначаються з урахуванням наступних міркувань:

■ для коліс заднього моста величини реакції в системі координат, пов'язаній з колесом, такі ж, як в системі координат, пов'язаній з трактором:

$$P'_{T12} = P_{T12}, \quad Q'_{\delta12} = Q_{\delta12}, \quad (42)$$

де $P_{Tij}, Q_{\delta ij}$ — гальмівні та бічні сили в системі координат, пов'язаній з колесом;

■ для передніх (керованих) коліс у разі їх повороту щодо подовжньої осі трактора на кут α вирази для гальмівних і бічних сил приймуть вигляд:

$$P'_{T11} = P_{T11} \cdot \cos \alpha_{i1} - Q_{\delta11} \cdot \sin \alpha_{i1}, \quad (43)$$

де α_{i1} — кут повороту керованих коліс.

$$Q'_{\delta11} = -Q_{\delta11} \cdot \cos \alpha_{i1} - P_{T11} \cdot \sin \alpha_{i1}. \quad (44)$$

Гальмівні сили, що створюються колесами, задаються рівняннями вигляду:

$$P_{Tij} = \varphi_{xij} \cdot (R_{zij} + R_{ZCTij}) \cdot \text{sign} S_{ij}. \quad (45)$$

Множник $\text{sign}(S_{ij})$ введений при допущенні ізотропності властивостей шини в контакт з опорною поверхнею при гальмуванні та буксуванні з малими значеннями S_{ij} для того, щоб врахувати зміну напрямку тангенціальної реакції у випадку $S_{ij} < 0$, що можливо при повністю розгальмованому колесі та гальмуванні трактора рештою коліс.

Максимально можлива бічна реакція колеса:

$$Q_{\delta ij \max} = \varphi_{yij} \cdot (R_{zij} + R_{ZCTij}). \quad (46)$$

Оскільки бічний зсув колеса може відбуватися як унаслідок його пружного бічного відведення, так і з-за

бічного ковзання, дійсне значення бічної реакції на колесі визначається з умови:

$$Q_{\delta ij} = \min(Q_{\delta ij \max}, K_{ybij} \cdot \delta_{ij}) \cdot \text{sign} \delta_{ij}, \quad (47)$$

де K_{ybij} — коефіцієнт опору бічному відведенню.

Значення кута уводу, при якому починається бічне ковзання, залежить від конструкції шини, навантаження на неї, коефіцієнта зчеплення і ряду інших чинників. В загальному вигляді значення кута уводу має наступний вигляд:

$$\delta_{ij} = f(\tau, \alpha_{i1}, V_{xij}, V_{yij}). \quad (48)$$

У разі блокування колеса (при $S_{ij} > 0,999$) вводиться додаткова умова:

$$P_{Tij} = \sqrt{P_{Tij}^2 + Q_{\delta ij}^2} \cos \delta_{ij}; \quad (49)$$

$$Q_{\delta ij} = \sqrt{P_{Tij}^2 + Q_{\delta ij}^2} \sin \delta_{ij}. \quad (50)$$

Якщо $\omega_{ij} < 0$, то $\omega_{ij} = 0$, якщо $\omega_{ij} = 0$ та $\dot{\omega}_{ij} < 0$, то $\dot{\omega}_{ij} = 0$.

Висновки

Наведена комплексна просторова математична модель процесу гальмування колісного трактора Fendt 926 Vario дозволяє досліджувати динаміку трактора з урахуванням впливу непідресорених і підресорених мас, їх розташування, дії великих бічних сил, впливу трансмісії та інших чинників. Розроблена модель може бути використана як на етапі попереднього проектування, так і завершальних робіт трактора в цілому і окремих його систем.

Література

1. Тракторы: Теория [Текст] / Гуськов В. В., Велев Н. Н., Атамнов Ю. Е. и др.; под ред. В. В. Гришкевича. — М.: Машиностроение, 1988. — 376 с.
2. Шепеленко Г. Н. Основы теории самоходных машин [Текст] / Г. Н. Шепеленко. — Х.: Основа, 1993. — 216 с.
3. Грибо Г. П. Исследование динамики торможения тракторного поезда на базе колесного трактора класса 14 кн: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 «Автомобили и тракторы» [Текст] / Г. П. Грибо. — Минск, 1977. — 19 с.
4. Михайловский Е. Теория трактора и автомобиля [Текст]: учебн. для студ. высш. учебн. зав. / Е. Михайловский, В. Цимбаллин. — М.: «Сельхозгиз», 1960. — 336 с.
5. Иванов В. В. Основы теории автомобиля и трактора [Текст]: учебн. для студ. высш. учебн. зав. / В. В. Иванов, В. А. Иларионов, М. М. Морин. — М.: «Высшая школа», 1970. — 224 с.
6. Чудаков Д. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля [Текст]: учебн. для студ. высш. учебн. зав. / Д. А. Чудаков. — М.: «Колос», 1972. — 384 с.
7. Раймпель Й. Шасси автомобиля. Амортизаторы, шины и колеса [Текст] / Й. Раймпель. — М.: «Машиностроение», 1986. — 320 с.
8. Работа автомобильной шины [Текст] / В. И. Кнороз, Е. В. Кленников, И. П. Петров и др.; под ред. В. И. Кнороза. — М.: «Транспорт», 1976. — 238 с.